



## Driving force distribution control system for a 4 wheel drive vehicle

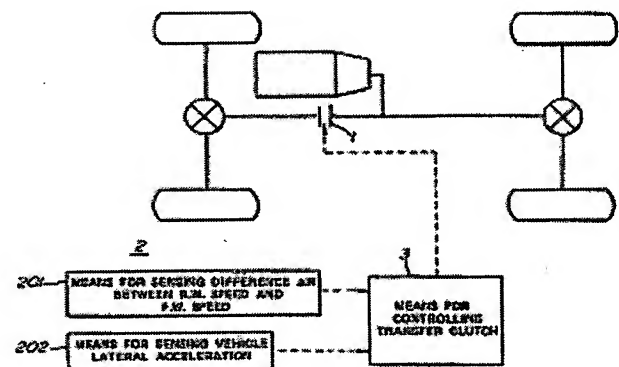
**Patent number:** DE3741009  
**Publication date:** 1988-06-16  
**Inventor:** NAITO GENPEI (JP)  
**Applicant:** NISSAN MOTOR (JP)  
**Classification:**  
- **international:** B60K23/08; B62D37/00; B60K28/16  
- **european:** B60K23/08B  
**Application number:** DE19873741009 19871203  
**Priority number(s):** JP19860288498 19861203

Also published as:

 US4874056 (A1)  
 JP63141831 (A)

Abstract not available for DE3741009  
Abstract of corresponding document: **US4874056**

A control system for controlling a driving torque distribution between front and rear axles of a four wheel drive vehicle includes a transfer clutch capable of continuously varying a torque transmitted to the front axle, front and rear wheel speed sensors for determining a front and rear wheel speed difference, a sensor for directly or indirectly sensing a lateral acceleration of the vehicle and a control unit. The control unit controls the transfer clutch in a characteristic such that the torque transmitted to the front axle is increased continuously and monotonically with an increase of the wheel speed difference at a steep rate when the lateral acceleration is low, and at a gradual rate when the lateral acceleration is high.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Patentschrift  
⑩ DE 37 41 009 C 2

⑤1 Int. Cl. 5:  
**B 60 K 23/08**  
B 60 K 17/34  
B 62 D 37/00

②1 Aktenzeichen: P 37 41 009.1-21  
②2 Anmeldetag: 3. 12. 87  
④3 Offenlegungstag: 16. 6. 88  
④5 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 9. 4. 92

DE 37 41 009 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
03.12.86 JP P 61-288498

⑦3 Patentinhaber:  
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

⑦4 Vertreter:  
Grünecker, A., Dipl.-Ing.; Kinkeldey, H., Dipl.-Ing.  
Dr.-Ing.; Stockmair, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Ae.E. Cal.  
Tech; Schumann, K., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Jakob,  
P., Dipl.-Ing.; Bezold, G., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.;  
Meister, W., Dipl.-Ing.; Hilgers, H., Dipl.-Ing.;  
Meyer-Plath, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing., Pat.-Anwälte,  
8000 München; Kinkeldey, U., Dipl.-Biol. Dr.rer.nat.,  
Pat.-Ass., 8021 Icking; Bott-Bodenhausen, M.,  
Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Ehnold, A., Dipl.-Ing.;  
Schuster, T., Dipl.-Phys., Pat.-Anwälte, 8000  
München

⑦2 Erfinder:  
Naito, Genpei, Yokosuka, JP

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE	36 31 180 A1
DE	36 26 025 A1
DE	36 05 489 A1
DE-OS	34 27 725
EP	01 89 176 A2
JP	61-1 57 437 A2

⑤4 Steuervorrichtung für die Verteilung der Antriebskraft eines allradgetriebenen Fahrzeugs

DE 37 41 009 C 2

Die Erfindung bezieht sich auf ein Steuersystem der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art.

Ein solches, aus der DE-OS 34 27 725 bekanntes Steuersystem umfaßt einen Übertragungsmechanismus mit einer Antriebsdrehmomentverteilung zwischen einem ersten und einem zweiten Radpaar. In Abhängigkeit der Differenz der Umdrehungsgeschwindigkeit des ersten Radpaares zur Umdrehungsgeschwindigkeit des zweiten Radpaares wird mittels einer Steuereinrichtung die Kupplungseingriffskraft im Übertragungsmechanismus variiert. Eine Berücksichtigung des Reibungskoeffizienten der Fahrbahnoberfläche ist in diesem bekannten Steuersystem nicht vorgesehen.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Steuersystem zur Verteilung des Antriebsdrehmoments zu schaffen, welches sich schnell und auf einfache Weise an Änderungen des Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche anpassen kann.

Diese Aufgabe wird durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Das erfindungsgemäße Steuersystem zeichnet sich dadurch aus, daß dieses eine Einrichtung zum Erfassen einer Querschleunigung aufweist, deren Wert bei der Bestimmung der Kupplungseingriffskraft mit eingeht. Da die Querschleunigung als Bestimmungsgröße für den Reibungskoeffizienten der Fahrbahnoberfläche in die Berechnung der Kupplungseingriffskraft einbezogen wird, sind zusätzliche kompliziert arbeitende Sensoren für die Erfassung des Reibungskoeffizienten der Fahrbahnoberfläche nicht erforderlich.

Die Erfindung wird nachstehend anhand zeichnerisch dargestellter Ausführungsbeispiele näher erläutert, aus welchen weitere Vorteile und Merkmale hervorgehen. Es zeigt

Fig. 1 eine schematische Ansicht eines Steuersystems zur Verteilung des Antriebsdrehmoments gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 eine Ansicht eines vierradgetriebenen Fahrzeugs, welches mit einem Steuersystem zur Verteilung des Antriebsdrehmoments gemäß einer ersten oder dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ausgerüstet ist;

Fig. 3 eine schematische Ansicht mit einer Darstellung des Steuersystems nach der ersten oder dritten Ausführungsform mit mehr Einzelheiten;

Fig. 4 eine Schnittansicht einer Kraftübertragung mit einer Übertragungskupplung, welche bei der ersten, zweiten und dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung verwendbar ist;

Fig. 5 ein Blockdiagramm mit einer Darstellung einer Steuereinheit nach der ersten oder dritten Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 6 einen Graphen zur Erläuterung der Abhängigkeit eines Kupplungsdrucks der Übertragungskupplung von einem Betätigungsstrom;

Fig. 7 einen Graphen mit einer Darstellung der Abhängigkeit eines durch die Übertragungskupplung an die Vorderräder übertragenen Drehmoments von dem Kupplungsdruck der Übertragungskupplung;

Fig. 8 einen Graphen mit einer Darstellung der Eigenschaften der Verteilungssteuerung für das Antriebsdrehmoment gemäß der ersten Ausführungsform anhand der Abhängigkeit des an die Vorderräder übertragenen Drehmoments von einem Geschwindigkeitsunterschied zwischen einer Drehgeschwindigkeit der Vor-

derräder und einer Drehgeschwindigkeit der Hinterräder;

Fig. 9 ein Flußdiagramm mit einer Darstellung von Steuervorgängen bei der ersten Ausführungsform;

Fig. 10 ein Blockdiagramm mit einer Darstellung des Steuersystems gemäß der zweiten Ausführungsform;

Fig. 11 ein Flußdiagramm mit einer Darstellung der Steuervorgänge der zweiten Ausführungsform;

Fig. 12 einen Graphen mit einer Darstellung unterschiedlicher Arten der Steuereigenschaften gemäß der dritten Ausführungsform; und

Fig. 13 ein Flußdiagramm mit einer Darstellung der Steuervorgänge bei der dritten Ausführungsform.

Wie in Fig. 1 dargestellt ist, umfaßt ein Steuersystem für die Verteilung des Antriebsdrehmoments im wesentlichen eine Übertragungskupplung 1, eine Sensorgruppe 2 mit einer Einrichtung 201 zur Messung einer Differenz  $N$  zwischen einer Drehgeschwindigkeit eines Hinterrads und der Drehgeschwindigkeit eines Vorderrads, und eine Meßeinrichtung 202 für die Querschleunigung, beispielsweise einen Querschleunigungssensor oder eine Kombination eines Sensors für die Fahrzeuggeschwindigkeit mit einem Sensor für den Steuerwinkel, sowie eine Steuereinrichtung 3, die allgemein eine Steuereinheit zum Steuern der Übertragungskupplung 1 sowie ein Betätigungsglied umfaßt, um die Übertragungskupplung in Abhängigkeit der Steuereinheit zu betätigen.

Eine erste Ausführungsform eines Steuersystems ist in den Fig. 2 bis 9 dargestellt.

Ein Steuersystem D gemäß Fig. 2 zur Verteilung des Antriebsdrehmoments ist so angeordnet, daß es ein vierradgetriebenes Fahrzeug steuert, welches als Basisantrieb einen Hinterradantrieb aufweist. Das vierradgetriebene Fahrzeug gemäß Fig. 2 weist einen Übertragungsmechanismus 10 auf, einen Motor (primäre Antriebsquelle) 11, ein Getriebe 12, eine Eingangswelle 13 der Kraftübertragung, eine hintere Antriebswelle 14, eine Mehrscheiben-Reibungskupplung 15, ein hinteres Differential 16, Hinterräder 17, ein vorderes Differential 18, Vorderräder 19, Getriebestrang 20 und vordere Antriebswelle 21.

Das Getriebe 12 überträgt Drehmoment vom Motor 11 an die Kraftübertragung 10 und ändert das Verhältnis von Motorumdrehungen zu den Umdrehungen der Antriebsräder. Ein Getriebe 12 bei diesem Beispiel verwendet ein System von Getrieberädern unterschiedlicher Größe, die auf zwei parallelen Wellen angeordnet sind, wie in Fig. 3 gezeigt ist.

Das Drehmoment wird vom Getriebe 12 an die Kraftübertragung 10 über deren Eingangswelle 13 übertragen. Die Eingangswelle 13 der Kraftübertragung und die hintere Antriebswelle 14 sind in einer Linie ausgerichtet angeordnet und miteinander verbunden, so daß das Antriebsdrehmoment direkt von der Eingangswelle der Kraftübertragung an die hintere Antriebswelle 14 zum Antrieb der Hinterräder 16 übertragen wird.

Die Übertragungskupplung 15 ist an einem Punkt im Antriebsstrang zur Übermittlung des Drehmoments an die Vorderräder 19 angeordnet und kann das an die Vorderräder 19 übertragene Drehmoment ändern. Wie in Fig. 3 dargestellt ist, umfaßt die Übertragungskupplung 15 eine Kupplungstrommel 15a, die an der Eingangswelle 13 der Kraftübertragung und der hinteren Antriebswelle 14 befestigt ist, mit der Kupplungstrommel 15a in Eingriff stehende Reibungsplatten 15b, um eine Relativdrehung dazwischen zu verhindern, eine Kupplungsnahe 15c, welche drehbar auf der Eingangs-

welle 13 der Kraftübertragung angeordnet ist, mit der Kupplungsnabe 15c in Eingriff stehende Reibungsscheiben 15d, die alternierend mit den Reibungsplatten 15b angeordnet sind, um eine Relativdrehung zwischen der Kupplungsnabe und den Reibungsscheiben zu verhindern, einen auf einer Seite der alternierenden Anordnung der Reibungsplatten 15b und Reibungsscheiben 15d angeordneten Kupplungskolben 15e, und eine zwischen den Kupplungskolben 15e und der Kupplungstrommel 15a angeordnete Zylinderkammer 15f.

Der Getriebezug 20 der Kraftübertragung 10 weist ein erstes Zahnrad 20a auf, welches auf der Kupplungsnabe 15c der Übertragungskupplung 15 angeordnet ist, ein zweites Zahnrad 20c auf einer Zwischenwelle 20b, und ein drittes Zahnrad 20d auf der vorderen Antriebswelle 21. Wenn sich die Übertragungskupplung 15 im Eingriff befindet, so wird das Antriebsdrehmoment über die Übertragungskupplung 15 und den Getriebezug 20 zum Antrieb der Vorderräder 19 an die vordere Antriebswelle 21 übertragen.

Fig. 4 zeigt ein Beispiel für die Kraftübertragung 10. Die Kraftübertragungskupplung 15, der Getriebezug 20 und andere Teile sind in ein Übertragungsgehäuse 22 eingeschlossen. Die Kraftübertragung 15 gemäß Fig. 4 ist weiterhin mit einer Tellerplatte 15g versehen sowie einer Ausrückfeder 15h, einem Öleinlaßanschluß 24 für die Kupplung, einem Kupplungsölkanal 25, einer hinteren Ausgangswelle 26, einem Schmierölkanal 27, einem Ritzel 28 zur Geschwindigkeitsmessung, einer Öldichtung 29, einem Lager 30, Nadellagern 31, einem Axiallager 32 und einem Kupplungsflansch 33. Bei diesem Beispiel sind die Eingangswelle 13 der Übertragung und die hintere Antriebswelle 14 durch die hintere Ausgangswelle 26 verbunden.

Wie aus Fig. 3 hervorgeht, ist das Steuersystem D für die Verteilung des Antriebsdrehmoments bei dieser Ausführungsform mit einer Druckquelle 50 versehen, um einen Öldruck für den Eingriff der Übertragungskupplung 15 zu erzeugen, und mit einem Drucksteuergerät 40, um durch Steuern des Öldrucks der Druckquelle 50 einen Kupplungsdruck P zu erzeugen.

Die Druckquelle 50 weist eine Ölpumpe 51 auf sowie einen Pumpendruckkanal 52, einen Kupplungsdruckkanal 53, einen Ablasskanal 54, einen Vorrattank 55 und einen Saugkanal 56. Das Drucksteuergerät 40 weist ein im Ablasskanal 54 angeordnetes elektromagnetisches Proportional-Entlastungsventil 46 auf. Das Entlastungsventil 46 ist mit einer Magnetspule 46a und einem Ölkontrollkanal 46b versehen.

Das Steuersystem D für die Verteilung des Antriebsdrehmoments weist einen Vorderrad-Drehgeschwindigkeitssensor 41, einen Hinterrad-Drehgeschwindigkeitssensor 42, einen Querbeschleunigungssensor 43 und eine Steuereinheit 45 auf.

Die Geschwindigkeiten der Vor- und Hinterräder können an unterschiedlichen Stellen an dem Antriebssystem durch Verwendung unterschiedlicher Arten von Sensoren gemessen werden. Zum Beispiel können der Vorderrad-Geschwindigkeitssensor 41 beziehungsweise der Hinterrad-Geschwindigkeitssensor 43 in der vorderen Antriebswelle 21 beziehungsweise der hinteren Antriebswelle 14 vorgesehen werden, und jeder Sensor besteht aus einem Sensorrotor, der fest an der Welle 21 oder 14 angebracht ist, und einem in der Nähe des Sensorrotors angeordneten Aufnehmer, um eine Magnetfeldänderung festzustellen. Alternativ hierzu kann jeder der Vorderradgeschwindigkeitssensoren 41 und Hinterradgeschwindigkeitssensoren 42 an den Rädern 19 oder

17 oder deren Nähe angeordnet sein. Der Vorderradgeschwindigkeitssensor 41 beziehungsweise der Hinterradgeschwindigkeitssensor 42 erzeugen ein Vorderradgeschwindigkeitssignal (nf) beziehungsweise ein Hinterradgeschwindigkeitssignal (nr), die beispielsweise sinusförmige Signale sind.

Ein G-Sensor wird als Querbeschleunigungssensor 43 verwendet.

Der Querbeschleunigungssensor 43 mißt eine Querbeschleunigung Yg des Fahrzeugs und erzeugt ein Querbeschleunigungssignal (yg).

Ein Hauptbestandteil der Steuereinheit 45 gemäß dieser Ausführungsform ist ein auf dem Fahrzeug angebrachter Mikrocomputer. Die hauptsächlichen Funktionen der Steuereinheit 45 sind die Berechnung einer Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N (= N_r - N_f)$  zwischen der vorderen Antriebswelle 21 und der hinteren Antriebswelle 14 aus den Geschwindigkeitssignalen (nf) und (nr), die von dem Vorderradgeschwindigkeitssensor 41 und dem Hinterradgeschwindigkeitssensor 42 eingegeben werden, und die Steuerung der Antriebsdrehmomentverteilung zwischen den Vorderrädern 19 und Hinterrädern 17 durch Aussenden eines Stromsteuersignals (i) an das elektromagnetische Ventil 46. Demzufolge ändert die Steuereinheit 45 mit wachsender Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  die Antriebsdrehmomentverteilung in Richtung auf Vierradantrieb durch Erhöhung eines vorderen Antriebsmoments  $\Delta T$ , nämlich eines Antriebsdrehmoments, welches durch die Übertragungskupplung 15 an die Vorderräder 19 übertragen wird (also den Kupplungsdruck P). Weiterhin empfängt die Steuereinheit 45 das Querbeschleunigungssignal (yg) von dem Querbeschleunigungssensor 43 und ändert eine Steuercharakteristik zwischen  $\Delta T$  und  $\Delta N$  in Übereinstimmung mit der Querbeschleunigung Yg. Wie in Fig. 5 dargestellt ist, umfaßt die Steuereinheit 45 gemäß dieser Ausführungsform ein Eingangsinterface 451, RAM 452, ROM 453, CPU 454 und ein Ausgangsinterface 455. In dem ROM (read only memory) 453 ist die Steuercharakteristik zwischen dem vorderen Antriebsdrehmoment  $\Delta T$  und der Vorderrad- und Hinterradgeschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  in Form einer mathematischen Gleichung gespeichert, die ausgedrückt ist durch  $\Delta T = K_t \cdot \Delta N$  (wobei  $K_t$  eine Steuerkonstante ist). Fig. 8 stellt die bei der ersten Ausführungsform verwendete Steuercharakteristik dar.

Das elektromagnetische proportionale Entlastungsventil 46 ist so angeordnet, daß der Kupplungsdruck P der Übertragungskupplung 15 auf Null gesetzt wird ( $P=0$ ), wenn ein Stromwert  $I^*$  des Steuersignals (I) gleich Null ist ( $I^*=0$ ). Wenn  $I^*>0$  ist, so bewegt sich das Ventil 46 in Richtung auf seine geschlossene Position, um den Öldurchfluß in dem Ablasskanal 54 zu regulieren, und erhöht den Kupplungsdruck P auf einen dem Stromwert  $I^*$  entsprechenden Wert durch Steuerung des Ausgangsdrucks der Pumpe 51, wie in Fig. 6 dargestellt ist.

Die Übertragungskupplung 15 ändert das durch sie übertragene vordere Antriebsdrehmoment  $\Delta T$  in Übereinstimmung mit dem Kupplungsdruck P. Fig. 7 zeigt die Beziehung zwischen  $\Delta T$  und P, die durch die folgende Gleichung gegeben ist:

$$P = \Delta T / (\mu \cdot S \cdot 2n \cdot R_m)$$

wobei  $\mu$  ein Reibungskoeffizient zwischen den Reibungsplatten und Scheiben ist, S eine Fläche des Kolbens, auf die der Druck ausgeübt wird, n die Anzahl der

Reibungsscheiben und  $R_m$  ein für Drehmomentübertragung wirksamer Radius der Reibungsscheiben ist. Daher wird das vordere Antriebsdrehmoment  $\Delta T$  proportional zum Kupplungsdruck  $P$  vergrößert.

Das Steuersystem zur Verteilung des Antriebsdrehmoments gemäß der ersten Ausführungsform arbeitet wie nachfolgend angegeben:

Das Steuersystem der ersten Ausführungsform ist gekennzeichnet durch Verwendung des Querschleunigungssensors 43 zur direkten Messung der Querschleunigung, und durch die Steuercharakteristik, bei welcher  $\Delta T$  entlang einer geraden Linie bei einer Vergrößerung von  $\Delta N$  vergrößert wird, wie in Fig. 8 dargestellt ist.

Fig. 9 ist ein Flußdiagramm mit einer Darstellung von Betriebsabläufen des Steuersystems gemäß der ersten Ausführungsform.

In einem Schritt 100 von Fig. 9 liest die Steuereinheit 45 die Vorderradgeschwindigkeit  $N_f$ , die Hinterradgeschwindigkeit  $N_r$  und die Querschleunigung  $Y_g$  von den Sensoren 41, 42 und 43.

In einem nächsten Schritt 101 berechnet die Steuereinheit 45 die Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder aus  $N_f$  und  $N_r$ , die in dem Schritt 100 erhalten wurden, unter Verwendung der Gleichung  $\Delta N = N_r - N_f$ .

In einem Schritt 102 bestimmt die Steuereinheit 45 die Steuerkonstante  $K_t$  aus der im Schritt 100 erhaltenen Querschleunigung  $Y_g$  entsprechend der Gleichung  $K_t = f_1(Y_g)$ . Bei dieser Ausführungsform ist  $K_t = K_a$ , wenn  $0 \leq Y_g < Y_1$ ;  $K_t = K_b$ , wenn  $Y_1 \leq Y_g < Y_2$ ; und  $K_t = K_c$ , wenn  $Y_2 \leq Y_g$  ist; wobei  $K_a$ ,  $K_b$  und  $K_c$  konstante Werte sind und  $K_a > K_b > K_c$ .

In einem Schritt 103 bestimmt die Steuereinheit 45 das Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  unter Verwendung von  $\Delta N$ , welches im Schritt 101 erhalten wurde, und der Steuerkonstante  $K_t$ , die in dem Schritt 102 bestimmt wurde. Der Betriebsablauf des Schrittes 103 wird ausgedrückt durch  $\Delta T = f_2(\Delta N)$ . Bei dieser Ausführungsform gilt  $\Delta T = K_t \Delta N$ , wenn  $N \geq 0$  ist, und  $\Delta T = 0$ , wenn  $N < 0$  ist.

Bei dieser Ausführungsform wird die Steuerkonstante  $K_t$  schrittweise geändert, und die Steuerkonstante  $K_t$  nimmt drei diskrete vorher festlegbare Werte an. Allerdings kann die Steuerkonstante  $K_t$  auch kontinuierlich in umgekehrtem Verhältnis zur Querschleunigung  $Y_g$  variiert werden (beispielsweise  $K_t = K_a/Y_g$ , wobei  $K_c < K_t < K_a$  gilt). Weiterhin ist es möglich, das Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  direkt aus  $Y_g$  und  $\Delta N$  zu bestimmen, ohne den gesonderten Schritt zur Bestimmung von  $K_t$ .

In einem Schritt 104 gibt die Steuereinheit 45 das Steuersignal (i) aus, welches den Stromwert  $I^*$  aufweist, durch welchen der Kupplungsdruck  $P$  erhalten werden kann, der dem Antriebsdrehmoment  $\Delta T$  entspricht, welches im Schritt 103 bestimmt wurde.

Das Steuersystem D zur Verteilung des Antriebsdrehmoments gemäß der ersten Ausführungsform weist die folgenden Vorteile auf:

1. Das Steuersystem nach dieser Ausführungsform kann Informationen über den Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche durch Überwachung der Querschleunigung  $Y_g$  mit dem Sensor 43 erhalten, ohne irgendeinen Straßenoberflächenzustandssensor zu verwenden, beispielsweise einen Sensor zur Messung eines Straßenoberflächen-Reibungskoeffizienten. Insbesondere kann die Steuereinheit feststellen, daß sich das Fahrzeug auf einer Straßenoberfläche mit einem hohen Reibungskoeffizienten in einer Drehbewegung befindet,

nämlich durch Messung hoher Werte der Querschleunigung  $Y_g$ .

2. Wenn die Querschleunigung  $Y_g$  hoch ist, setzt das Steuersystem die Steuercharakteristik mit einer niedrigen Anstiegsrate des Kupplungsdrucks  $P$  unter Bezug auf die Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  ein (beispielsweise die durch die Steuerkonstante  $K_c$  bestimmte Charakteristik). In diesem Fall hält das Steuersystem das an die vorderen Räder 19 übertragene Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  niedrig und hält die Antriebsdrehmomentverteilung in der Nähe des Zustands für Zweiradantrieb. Daher kann das Steuersystem nach dieser Ausführungsform verhindern, daß leicht ein Herausdriften erfolgt, und kann ein zufriedenstellendes Kurvenverhalten auf einer Straßenoberfläche mit hohem Reibungskoeffizienten bereitstellen.

3. Wenn die Querschleunigung  $Y_g$  niedrig ist (beispielsweise, wenn sich das Fahrzeug geradeaus bewegt, startet, oder eine Kurve auf einer Straßenoberfläche mit niedrigem Reibungskoeffizienten fährt), verwendet dieses Steuersystem die Steuercharakteristik einer hohen Anstiegsrate des Kupplungsdrucks (etwa die durch den Steuerkonstantenwert  $K_a$  festgelegte Charakteristik). Daher erhöht dieses Steuersystem die Tendenz der Antriebsdrehmomentverteilung in Richtung auf Vierradantrieb durch Erhöhung des Frontantriebsdrehmoments  $\Delta T$ , so daß die Startfähigkeit und die Stabilität beim Geradeausfahren verbessert wird, und ein leichtes Auftreten einer Drehung oder eines Herausdriftens beim Kurvenfahren verhindert werden kann.

4. Das Steuersystem der ersten Ausführungsform ändert die Steuercharakteristik durch Änderung der Steuerkonstanten  $K_t$ . Daher muß der Speicherabschnitt der Steuereinheit der ersten Ausführungsform keine große Speicherkapazität aufweisen, sondern nur eine mathematische Gleichung speichern können.

Eine zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in den Fig. 10 und 11 dargestellt.

Das Steuersystem zur Verteilung des Antriebsdrehmoments nach der zweiten Ausführungsform gleicht grundsätzlich dem der ersten Ausführungsform. Wie in Fig. 10 gezeigt ist, verwendet jedoch das Steuersystem gemäß der zweiten Ausführungsform anstelle des Querschleunigungssensors 43 aus Fig. 5 einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 44 zur Messung einer Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und zur Erzeugung eines Fahrzeuggeschwindigkeitssignals ( $v$ ), und einen Steuerwinkelsensor 47 zur Messung eines Steuerwinkels  $\Theta$  (beispielsweise eines Steuerwinkels) und zur Erzeugung eines Steuerwinkelsignals ( $\Theta$ ). Weiterhin ist, wie aus Fig. 11 hervorgeht, die Steuereinheit 45 der zweiten Ausführungsform so ausgebildet, daß sie die Querschleunigung  $Y_g$  durch Schätzung bestimmt und die Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder korrigiert, um den Einfluß eines Drehkreisradius zu eliminieren.

In einem Schritt 110 von Fig. 11 liest die Steuereinheit 45 gemäß Fig. 10 die Vorderradgeschwindigkeit  $N_f$ , die Hinterradgeschwindigkeit  $N_r$ , die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und den Steuerwinkel  $\Theta$ , welche durch die Sensoren 41, 42, 44 beziehungsweise 47 gemessen werden.

In einem nächsten Schritt 111 berechnet die Steuereinheit 45 einen Drehkreisradius  $R$  aus der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und dem Steuerwinkel  $\Theta$ , die im Schritt 110 erhalten wurden, und berechnet dann eine Referenz-Geschwindigkeitsdifferenz  $N_{ref}$  der Vorder- und Hinterräder aus dem Drehkreisradius  $R$  und der Fahr-

zeuggeschwindigkeit V. Die Berechnung des Drehkreisradius R wird ausgedrückt durch  $R = f(\Theta, V)$ , und die Berechnung von Nref wird ausgedrückt durch  $N_{ref} = f(R, V)$ .

Alternativ können die Fahrzeuggeschwindigkeit V und der Drehkreisradius R durch Verwendung von Sensoren gemessen werden, welche eine Drehgeschwindigkeit Nfl des linken Vorderrads 19 und eine Drehgeschwindigkeit Nfr des rechten Vorderrads 19 messen, anstelle der Kombination des Fahrzeuggeschwindigkeitssensors 44 und des Steuerwinkelsensors 47. In diesem Falle werden V und R durch Verwendung der vorliegenden Gleichungen erhalten:

$$\begin{aligned} V &= (1/2)(N_{fl} - N_{fr}) \\ \Delta w &= N_{fl} - N_{fr} \\ R &= K V / \Delta w \end{aligned}$$

In einem Schritt 112 berechnet die Steuereinheit 45 eine reale Geschwindigkeitsdifferenz Nreal der Vorder- und Hinterräder aus der im Schritt 110 erhaltenen Vorderradgeschwindigkeit Nf und Hinterradgeschwindigkeit Nr. Die Berechnung wird ausgedrückt durch  $N_{real} = N_r - N_f$ .

In einem Schritt 113 bestimmt die Steuereinheit 45 die Querbeschleunigung Yg aus der Fahrzeuggeschwindigkeit V, dem Drehkreisradius R und einer Konstante K durch eine Berechnung, die ausgedrückt wird durch  $Y_g = K(V^2/R)$ .

Ein Schritt 114 ist im wesentlichen der gleiche wie der Schritt 102 gemäß Fig. 9. Im Schritt 114 bestimmt die Steuereinheit 45 die Steuerkonstante Kt aus der im Schritt 113 erhaltenen Querbeschleunigung Yg auf dieselbe Weise wie im Schritt 102.

In einem Schritt 115 bestimmt die Steuereinheit 45 eine Steuergeschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder aus der Referenz-Geschwindigkeitsdifferenz Nref, welche im Schritt 111 erhalten wurde, und der im Schritt 112 erhaltenen realen Geschwindigkeitsdifferenz Nreal. Die Berechnung wird ausgedrückt durch  $\Delta N = N_{real} - N_{ref}$ . Daher ist das Steuersystem der zweiten Ausführungsform so ausgebildet, daß es den Einfluß des Drehkreisradius R auf die Geschwindigkeitsdifferenz der Vorder- und Hinterräder durch Subtraktion von Nref von Nreal ausschaltet.

Ein Schritt 116 ist im wesentlichen derselbe wie der Schritt 103 von Fig. 9. Im Schritt 116 berechnet die Steuereinheit 45 das Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  aus dem Steuer-Geschwindigkeitsdifferenzsignal  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder, welches im Schritt 115 erhalten wurde, auf dieselbe Weise wie im Schritt 103.

In einem Schritt 117 gibt die Steuereinheit 45 das Steuersignal (i) des Stromwerts  $I^*$  aus, um den Kupplungsdruck P zu erhalten, welcher dem im Schritt 116 erhaltenen Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  entspricht.

Bei der zweiten Ausführungsform wird die Querbeschleunigung Yg durch Berechnung aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Steuerwinkel oder aus den Geschwindigkeiten des rechten und linken Vorderrades bestimmt. Eine derartige Schätzung von Yg kann infolge des Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche geringe Fehler aufweisen, ist jedoch aus den nachstehend angegebenen Gründen immer noch nützlich.

(a) Im allgemeinen ist es nicht möglich, auf einer Straßenoberfläche mit niedrigem Reibungskoeffizienten eine ausreichende Antriebskraft zu erhalten. Daher kann die Fahrzeuggeschwindigkeit V

während einer Drehung unter Beschleunigung nicht allzusehr erhöht werden.

(b) Wenn die Vorderräder auf einer Straßenoberfläche mit geringem Reibungskoeffizienten in den Driftzustand geraten, so wird der berechnete Wert der Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta w$  des linken und rechten Vorderrades klein.

(c) Wenn die Hinterräder auf einer Straßenoberfläche mit geringem Reibungskoeffizienten in den Driftzustand gelangen, so wird der berechnete Wert des Drehkreises R groß, da der Fahrer das Steuerrad zurückdreht, um eine Drehung des Fahrzeugs zu verhindern.

Daher kann das Steuersystem gemäß der zweiten Ausführungsform nicht nur die aktuelle Querbeschleunigung auf einer Straßenoberfläche mit hohem Reibungskoeffizienten korrekt feststellen, sondern einen eng an die aktuelle Querbeschleunigung angenäherten Schätzwert selbst auf einer Straßenoberfläche mit geringem Reibungskoeffizienten bereitstellen, und zwar aus den voranstehend angegebenen Gründen (a) bis (c).

Das Steuersystem nach der zweiten Ausführungsform weist, über die Vorteile der ersten Ausführungsform hinaus, folgende Vorteile auf:

5. Das Steuersystem kann Informationen über die Querbeschleunigung erlangen, ohne den Querbeschleunigungssensor zu verwenden, nämlich durch Verwendung des Fahrzeuggeschwindigkeitssensors und des Steuerwinkelsensors, die in anderen Steuersystemen weit verbreitet sind, oder durch Verwendung der Geschwindigkeitssensoren für das linke und rechte Vorderrad.

6. Die Geschwindigkeitsdifferenz der Vorder- und Hinterräder wird zum Ausschalten des Einflusses des Drehkreisradius korrigiert. Daher wird die Steuerung der Verteilung des Antriebsdrehmoments auf der Grundlage der tatsächlich wirksamen Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Vorder- und Hinterrädern durchgeführt, so daß sich die Genauigkeit der Steuerung verbessert.

Eine dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in den Fig. 12 und 13 dargestellt.

Das Steuersystem für die Verteilung des Antriebsdrehmoments gemäß der dritten Ausführungsform gleicht grundsätzlich dem gemäß der ersten Ausführungsform. Allerdings unterscheidet sich die dritte Ausführungsform von der ersten und zweiten Ausführungsform in der Steuercharakteristik zwischen  $\Delta T$  und  $\Delta N$ .

Bei der dritten Ausführungsform wird, wie in Fig. 12 dargestellt ist, das an die Vorderräder 19 übertragene Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  erhöht bei einem Anstieg der Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder entlang einer vorher festlegbaren graduell geraden Linie, bis  $\Delta N$  einen vorher festlegbaren Schwellenwert  $\Delta N_x$  annimmt. Bei dem Schwellenwert  $\Delta N_x$  beginnt das Vorderantriebsdrehmoment  $\Delta T$  stärker anzusteigen. Oberhalb des Schwellenwerts  $\Delta N_x$  wird das Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  bei einer Erhöhung von  $\Delta N$  entlang einer steilen geraden Linie erhöht, welche die graduelle gerade Linie an einem Umkehrpunkt schneidet, bei welchem  $\Delta N$  gleich dem Schwellenwert ist. Der Schwellenwert  $\Delta N_x$  wird entlang der graduellen Linie in Übereinstimmung mit der Querbeschleunigung Yg verschoben. Demzufolge wird die steile gerade Linie in Übereinstimmung mit Yg verschoben, jedoch bleibt ihre Steigung bei dieser Ausführungsform unverändert.



Das Steuersystem gemäß der dritten Ausführungsform verwendet den Vorderrad-Geschwindigkeitssensor 41, Hinterrad-Geschwindigkeitssensor 42 und den Querbesehleunigungssensor 43 wie in der ersten Ausführungsform, und ist wie in Fig. 2 dargestellt ausgebildet.

In dem Flußdiagramm von Fig. 13, welches den Betriebsablauf bei der dritten Ausführungsform zeigt, liest zunächst in einem Schritt 120 die Steuereinheit 45 die Vorderradgeschwindigkeit  $N_f$ , die Hinterradgeschwindigkeit  $N_r$  und die Querbesehleunigung  $Y_g$ , welche durch die Sensoren 41, 42 beziehungsweise 43 gemessen werden.

In einem Schritt 121 berechnet die Steuereinheit 45 die Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N (= N_r - N_f)$  der Vorder- und Hinterräder durch Verwendung von  $N_r$  und  $N_f$ , die im Schritt 120 erhalten wurden.

In einem Schritt 122 bestimmt die Steuereinheit 45 den Geschwindigkeitsdifferenz-Schwellenwert  $\Delta N_x$  durch Berechnung aus der Querbesehleunigung  $Y_g$ , die im Schritt 120 erhalten wurde. Die Berechnung des Schritts 122 wird ausgedrückt durch  $\Delta N_x = f(Y_g)$ . Die bei dieser Ausführungsform verwendete Gleichung ist:  $\Delta N_x = K Y_g + \Delta N_0$ , wobei  $\Delta N_0$  ein vorher festlegbarer Referenzschwellenwert ist.

In einem Schritt 123 bestimmt die Steuereinheit 45 eine Abbildung M in Übereinstimmung mit dem im Schritt 122 erhaltenen Geschwindigkeitsdifferenz-Schwellenwert  $\Delta N_x$ . Die Abbildung M ist eine Beziehung zwischen  $\Delta T$  und  $\Delta N$ , welche die Steuercharakteristik repräsentiert. Dann bestimmt die Steuereinheit 45 das Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$ , welches zu dem Wert der Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder gehört, welcher im Schritt 121 erhalten wurde, durch Verwendung der durch  $\Delta N_x$  bestimmten Abbildung M.

In einem Schritt 124 gibt die Steuereinheit 45 das Steuersignal (i) des Stromwerts  $I^*$  aus, um den Kupplungsdruck P zu erhalten, welcher zu dem im Schritt 123 bestimmten  $\Delta T$  gehört.

Das derart aufgebaute Steuersystem der dritten Ausführungsform bietet den folgenden Vorteil zusätzlich zu den Vorteilen der ersten Ausführungsform:

7. Das Frontantriebsdrehmoment  $\Delta T$  wird graduell bei einem Ansteigen der Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  der Vorder- und Hinterräder erhöht, wenn die Geschwindigkeitsdifferenz  $\Delta N$  niedrig ist, und steil erhöht, wenn die Geschwindigkeitsdifferenz oberhalb des Schwellenwerts  $\Delta N_x$  hoch ist. Daher kann gleichzeitig erreicht werden, daß ein Bremsen in engen Kurven in einem Bereich, in welchem  $\Delta N$  klein ist, vermieden wird, und daß die Leistung beim Startvorgang und beim Besehleunigen in einem Bereich verbessert wird, in welchem  $\Delta N$  hoch ist.

Bei den vorliegenden Ausführungsformen kann ein Nachsuchen in einer Tabelle anstelle einer Berechnung von  $\Delta T$  vorgesehen werden. Beispielsweise kann das Steuersystem so ausgebildet sein, daß es mehrere vorbereitete Tabellen entsprechend unterschiedlicher Arten der Steuercharakteristik zwischen  $\Delta T$  und  $\Delta N$  gespeichert hat, und daß eine dieser Tabellen in Übereinstimmung mit der Querbesehleunigung  $Y_g$  ausgewählt wird.

Der Kupplungsöldruck kann auf unterschiedliche Weisen gesteuert werden. Beispielsweise kann ein Einschaltzeit-Steuersystem vorgesehen werden, welches ein Magnetventil verwendet, das einen Fluidkanal in Reaktion auf ein periodisches Impulssignal öffnet und

schließt.

Wahlweise kann eine elektromagnetische Kupplung, eine die Viskosität eines Fluids nutzende Kupplung verwendet werden oder andere Kupplungen, anstelle der Mehrscheibenreibungskupplung der voranstehenden Ausführungsformen.

#### Patentansprüche

1. Steuersystem zur Verteilung der Antriebskraft eines allradgetriebenen Fahrzeuges, mit einer Antriebsquelle, mit primären Antriebsrädern, mit sekundären Antriebsrädern, mit einem Übertragungsmechanismus zur Übertragung eines Antriebsdrehmoments von der Antriebsquelle an die primären und sekundären Antriebsräder, mit einer Übertragungskupplung, die als Teil des Übertragungsmechanismus in einem Antriebsstrang zu den sekundären Rädern zur Antriebsdrehmomentverteilung zwischen primären und sekundären Rädern angeordnet ist, mit einer mit der Übertragungskupplung verbundenen Betätigungseinrichtung, die durch Variation einer Kupplungseingriffskraft die Antriebsdrehmomentverteilung steuert, mit einer Einrichtung zum Ermitteln der Differenz der Umdrehungsgeschwindigkeit der primären Antriebsräder zur Umdrehungsgeschwindigkeit der sekundären Antriebsräder, und mit einer Steuereinrichtung zum Steuern der Betätigungseinrichtung in Abhängigkeit von den mit der Einrichtung zum Ermitteln der Umdrehungsgeschwindigkeitsdifferenz von primären und sekundären Antriebsrädern ermittelten Werten, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (3) außerdem mit einer Einrichtung (202) zum Erfassen einer Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) verbunden ist zur Erzeugung eines Steuersignals (i), das die Kupplungseingriffskraft so steuert, daß bei wachsender Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) die Kupplungseingriffskraft bei hoher Querbesehleunigung weniger erhöht wird, als bei niedriger Querbesehleunigung.
2. Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (3) eine Signalerzeugungseinrichtung (45) zur Erhöhung der Kupplungseingriffskraft der Übertragungskupplung (15) aufweist, um eine Tendenz zu einem Vierradantrieb bei einer Erhöhung der Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) zu erhöhen, indem das Steuersignal (i), welches die Kupplungseingriffskraft repräsentiert, in Übereinstimmung mit einer Steuercharakteristik zwischen der Kupplungseingriffskraft und der Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) erzeugt wird, und daß eine Charakteristik-Bestimmungseinrichtung zur Variation der Steuercharakteristik ( $K_t$ ) in Übereinstimmung mit der Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) vorgesehen ist, so daß eine Anstiegsrate der Kupplungseingriffskraft in Bezug auf die Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) zumindest innerhalb eines begrenzten Bereichs der Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) vergrößert wird, wenn die Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) abnimmt.
3. Steuersystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Übertragungskupplung und die Betätigungseinrichtung für eine kontinuierliche Va-

riation der Kupplungseingriffskraft ausgebildet sind und daß die Steuereinrichtung die Kupplungseingriffskraft kontinuierlich und monoton bei einer Erhöhung der Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) erhöht.

4. Steuersystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Charakteristik-Bestimmungseinrichtung (45) Beziehungen zwischen Kupplungseingriffskraft und Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) auswählt, wobei bei einem festgelegten hohen Wert der Querbesehleunigung die Beziehung graduell ansteigt und wobei bei einem festgelegten niedrigen Wert der Querbesehleunigung, der niedriger als der festgelegte hohe Wert ist, die Beziehung steil ansteigt, so, daß für jeden gegebenen Wert der Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) die Kupplungseingriffskraft bei der steilen Beziehung gleich oder höher ist als bei der graduellen Beziehung.

5. Steuersystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuercharakteristik linear ist, so daß die Steuercharakteristik durch eine lineare Gleichung ausdrückbar ist, und daß die Charakteristik-Bestimmungseinrichtung (45) eine Einrichtung zur Variation der Steuercharakteristik durch Variieren eines in der linearen Gleichung auftauchenden Parameters in Übereinstimmung mit der Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) aufweist.

6. Steuersystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die primären Antriebsräder Hinterräder (17) sind, die sekundären Antriebsräder Vorderräder (19) sind, und daß die Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) eine Differenz ist, welche aus einer Subtraktion einer Umdrehungsgeschwindigkeit der Vorderräder (19) von einer Umdrehungsgeschwindigkeit der Hinterräder (17) resultiert.

7. Steuersystem nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuercharakteristik eine durch eine derartige Gleichung ausgedrückte Charakteristik ist, daß die Kupplungseingriffskraft einer vorher festlegbaren Konstante plus einem Produkt gleich, welches durch Multiplikation der Radgeschwindigkeitsdifferenz ( $\Delta N$ ) durch den Parameter erhalten wird, und daß die Charakteristik-Bestimmungseinrichtung (45) eine Einrichtung zur Variation der Steuercharakteristik durch Erniedrigung des Parameters bei einer Erhöhung der Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) und Festlegung der vorher festlegbaren Konstante unabhängig von einer Variation der Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) aufweist.

8. Steuersystem nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Charakteristik-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Setzen des Parameters ( $K_t$ ) auf einen vorher festlegbaren hohen Parameterwert ( $K_a$ ) aufweist, wenn die Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) gleich oder größer als null und kleiner als ein vorher festlegbarer erster Wert ( $Y_1$ ) ist, auf einen vorher festlegbaren mittleren Parameterwert ( $K_b$ ), welcher kleiner als der hohe Parameterwert ( $K_a$ ) ist, wenn die Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) gleich oder größer als der erste Wert ( $Y_1$ ) und kleiner als ein vorher festlegbarer zweiter Wert ( $Y_2$ ) ist, welcher höher als der erste Wert ( $Y_1$ ) ist, und auf einen vorher festlegbaren niedrigen Parameterwert ( $K_c$ ), wenn die Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) gleich oder größer als der zweite Wert ( $Y_2$ ).

9. Steuersystem nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Querbesehleunigungsmeßeinrichtung einen Querbesehleunigungssensor (43) um-

faßt.

10. Steuersystem nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Querbesehleunigungsmeßeinrichtung einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (44) zur Messung einer Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) des Fahrzeugs umfaßt sowie einen Steuerwinkelsensor (47) zur Messung eines Steuerwinkels ( $\Theta$ ) des Fahrzeugs, und daß die Steuereinrichtung (45) eine Einrichtung zur geschätzten Bestimmung der Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) aus der Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) und dem Steuerwinkel ( $\Theta$ ) umfaßt.

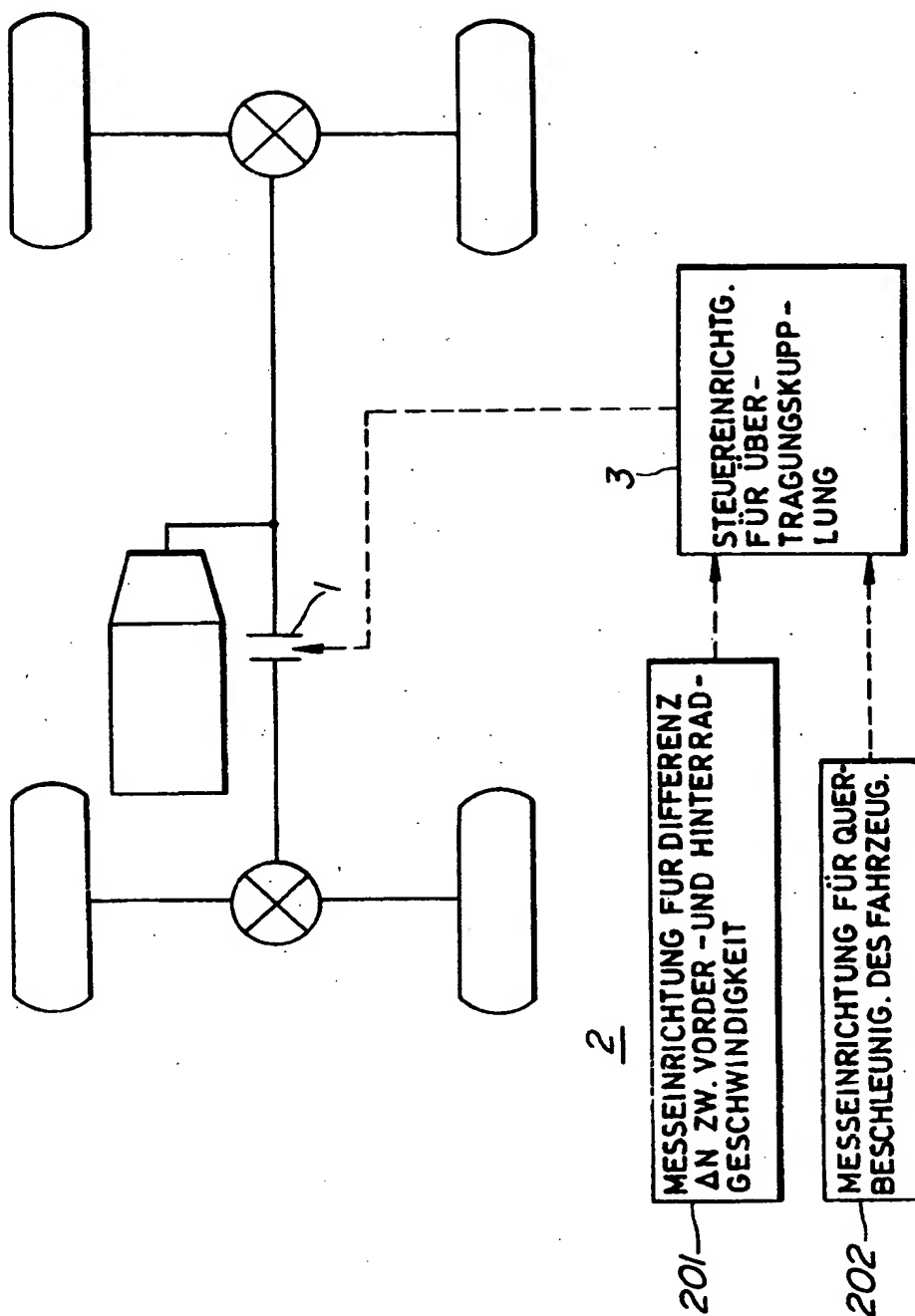
11. Steuersystem nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (45) eine Einrichtung zur Bestimmung eines Drehkreisradius ( $R$ ) des Fahrzeugs aus der Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) und dem Steuerwinkel ( $\Theta$ ) umfaßt durch Verwendung einer vorher festlegbaren ersten mathematischen Gleichung ( $R = f(\Theta, V)$ ), Bestimmung eines Referenzwertes ( $N_{ref}$ ) der Radgeschwindigkeitsdifferenz aus dem Drehkreisradius ( $R$ ) und der Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) unter Verwendung einer vorher festlegbaren zweiten mathematischen Gleichung ( $N_{ref} = f(R, V)$ ), und Bestimmung eines korrigierten Wertes der Radgeschwindigkeitsdifferenz, welcher einer Differenz ( $\Delta N$ ) gleicht, welche durch Subtraktion des Referenzwertes ( $N_{ref}$ ) der Radgeschwindigkeitsdifferenz von einem realen Wert ( $N_{real}$ ) der Radgeschwindigkeitsdifferenz erhalten wird, welcher direkt von einem Ausgangssignal der Radgeschwindigkeitsdifferenzmeßeinrichtung erhalten wird.

12. Steuersystem nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuercharakteristik derart ist, daß die Kupplungseingriffskraft graduell mit einer Erhöhung der Radgeschwindigkeitsdifferenz mit einer vorher festlegbaren ersten konstanten Rate erhöht wird, bis die Radgeschwindigkeitsdifferenz gleich einem Wert des Parameters wird, und steil mit einem weiteren Ansteigen der Radgeschwindigkeitsdifferenz oberhalb des Werts des Parameters bei einer vorher festlegbaren zweiten konstanten Rate erhöht wird, welche höher als die erste Rate ist, und daß die Charakteristik-Bestimmungseinrichtung (45) eine Einrichtung zur Variation der Steuercharakteristik durch Erhöhung des Parameters, wenn die Querbesehleunigung ( $Y_g$ ) ansteigt, aufweist.

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen



FIG. 1



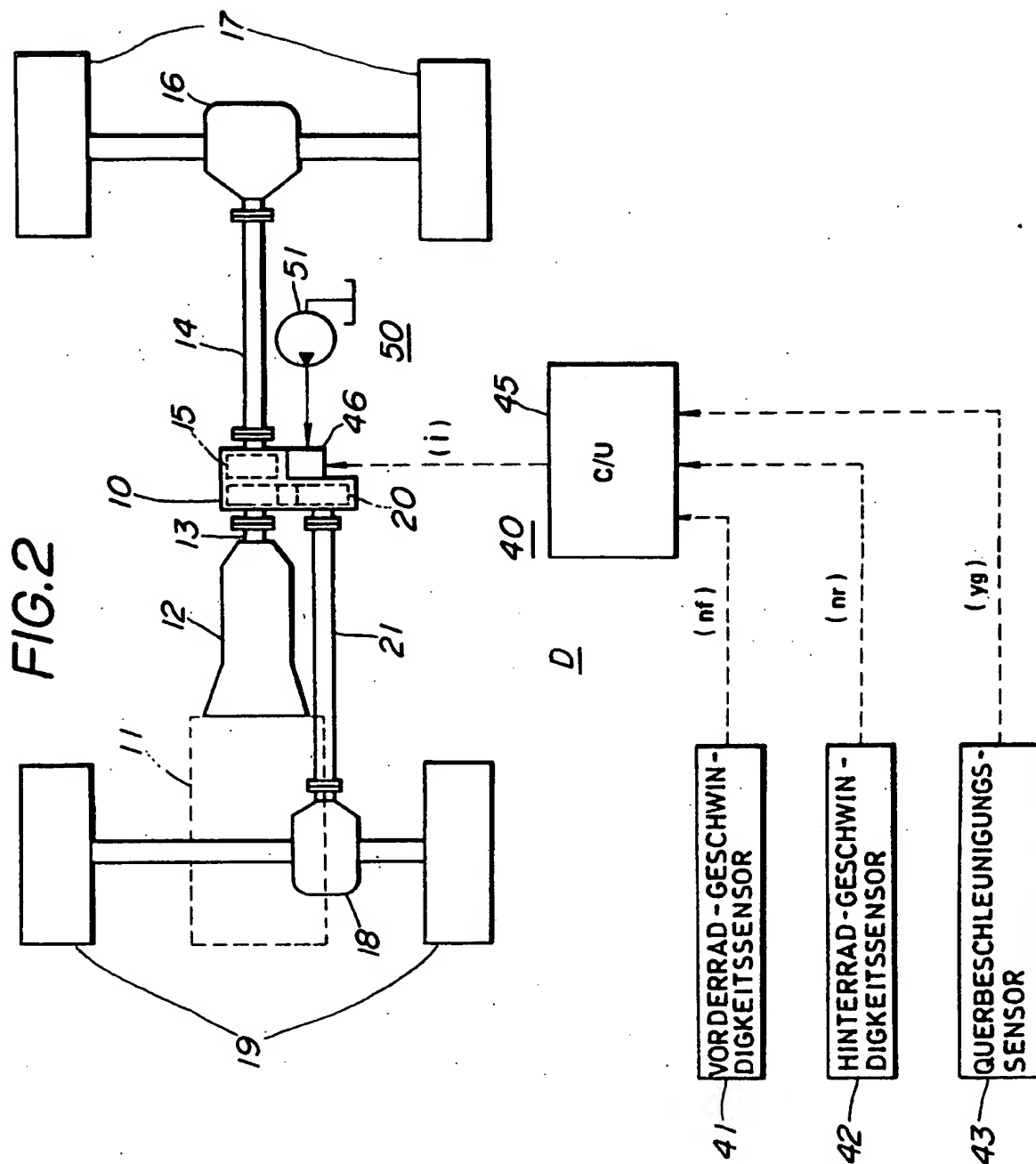


FIG. 3

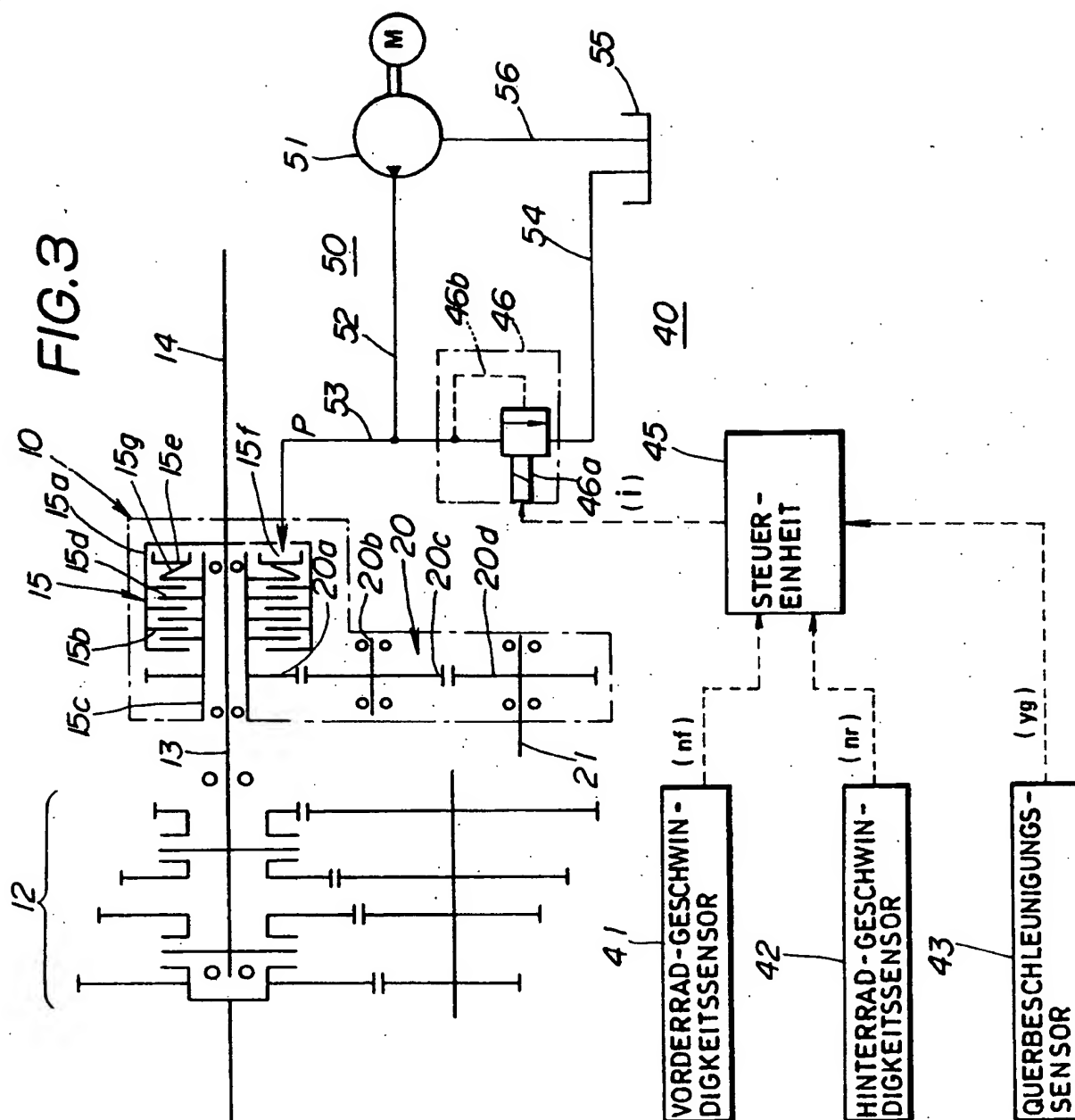


FIG. 4

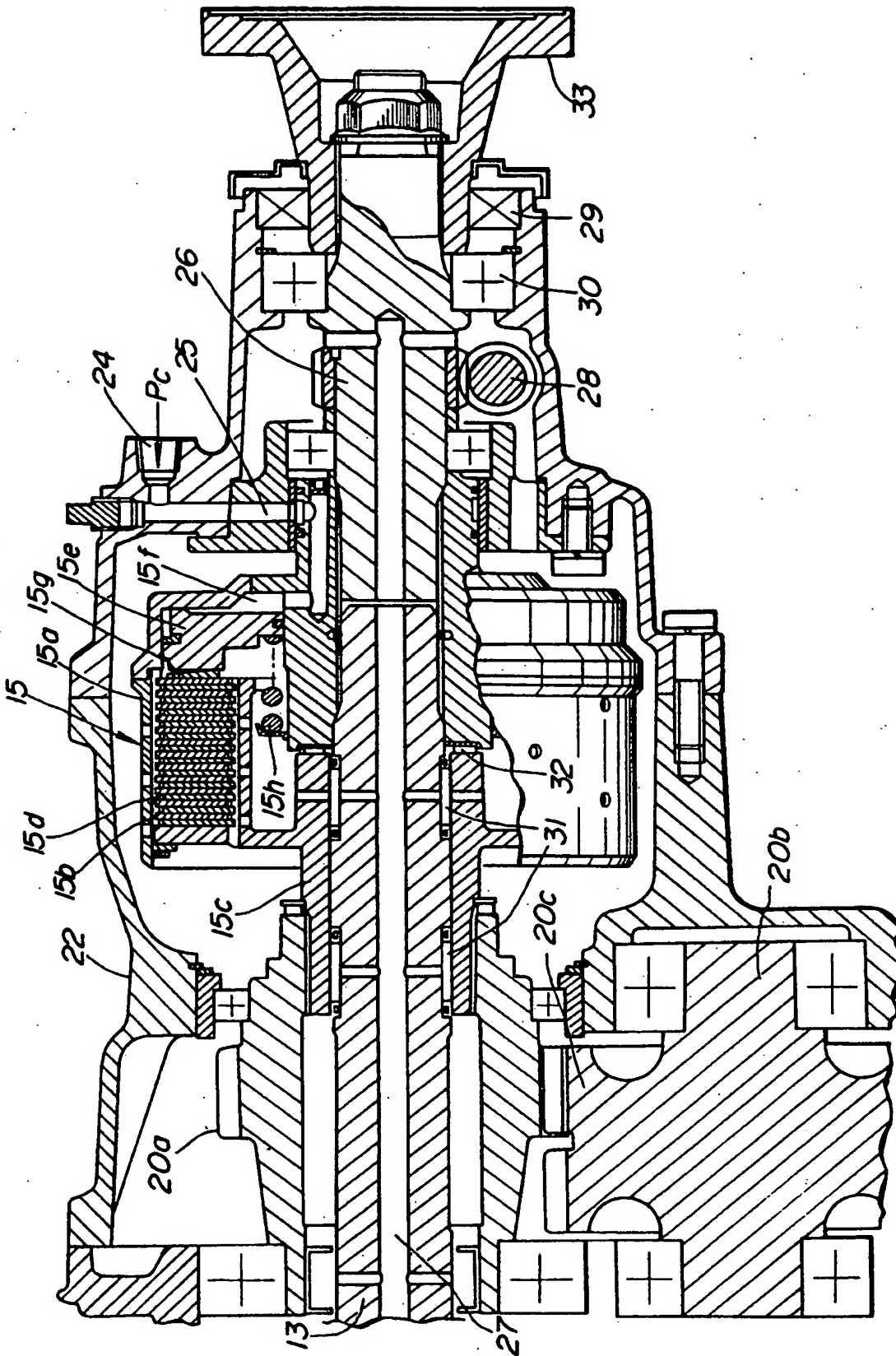


FIG.5

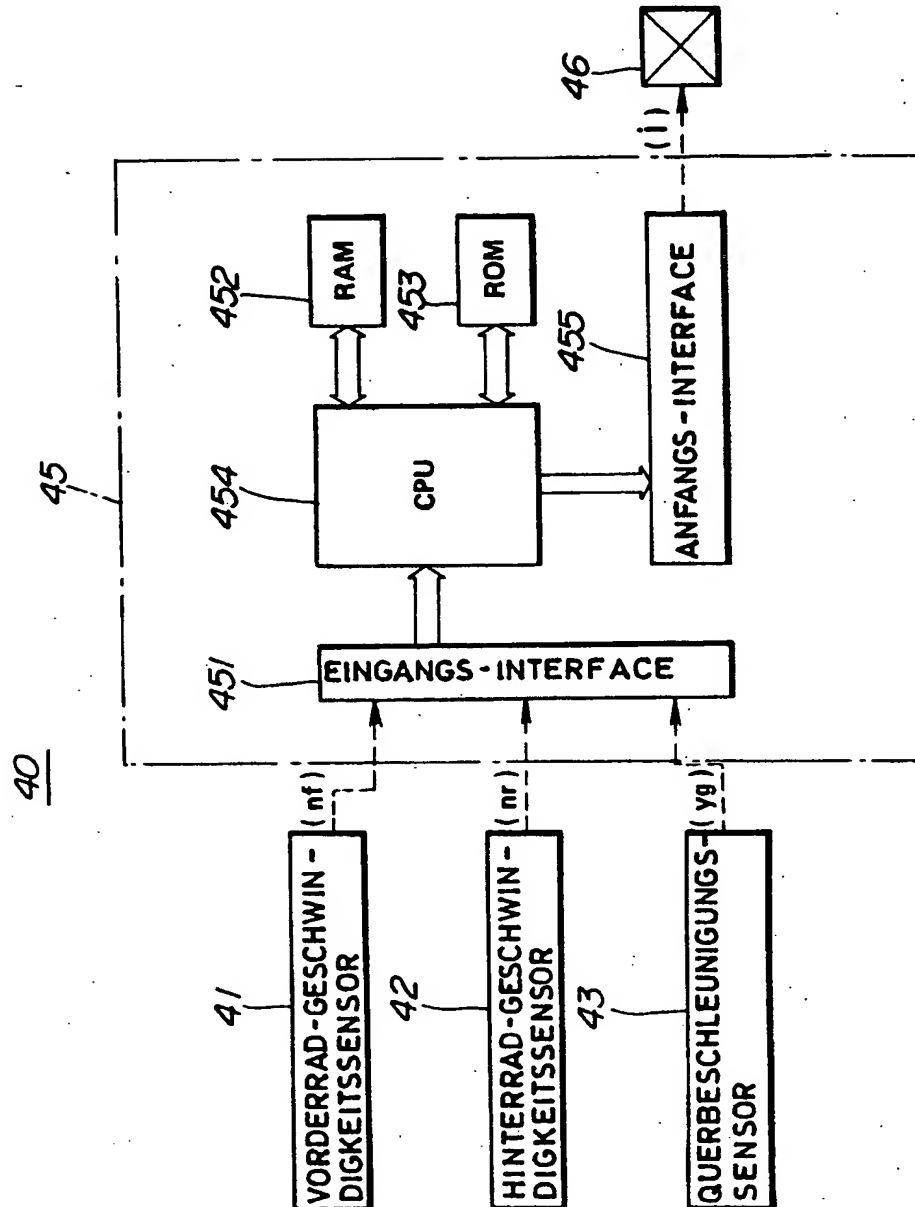


FIG.6

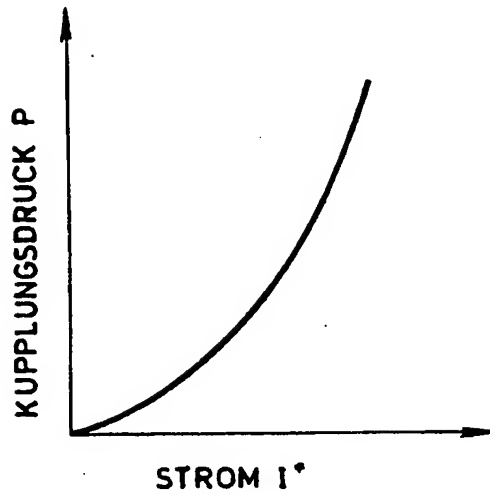


FIG.7

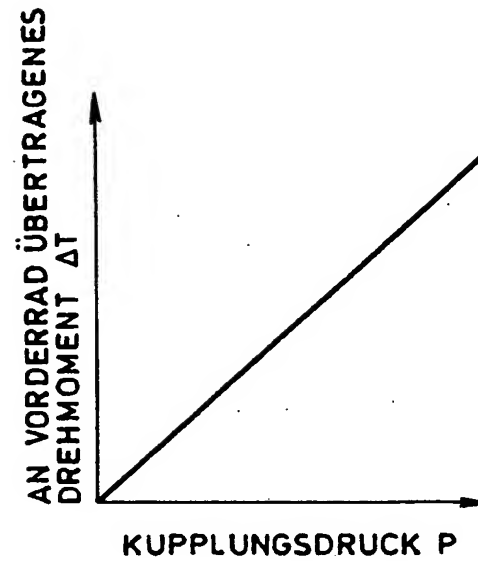


FIG.8

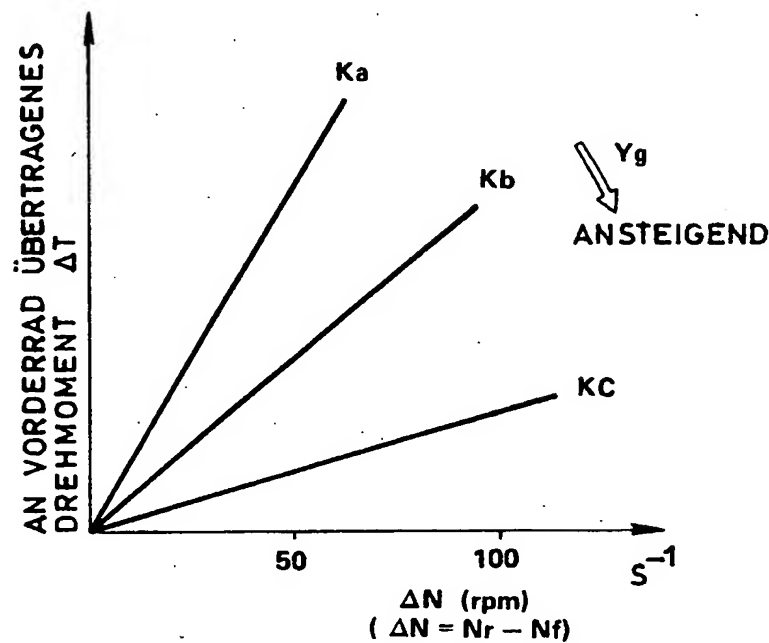




FIG.9

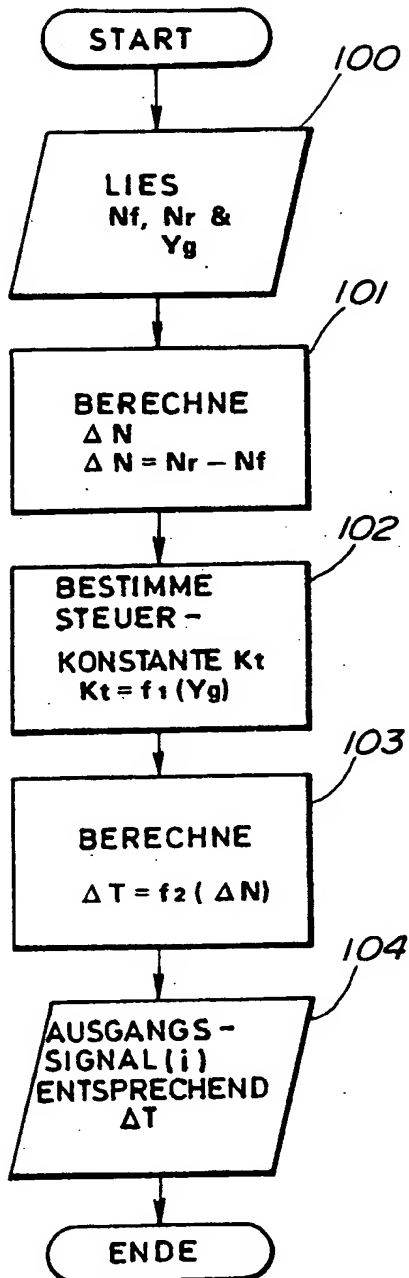


FIG.11

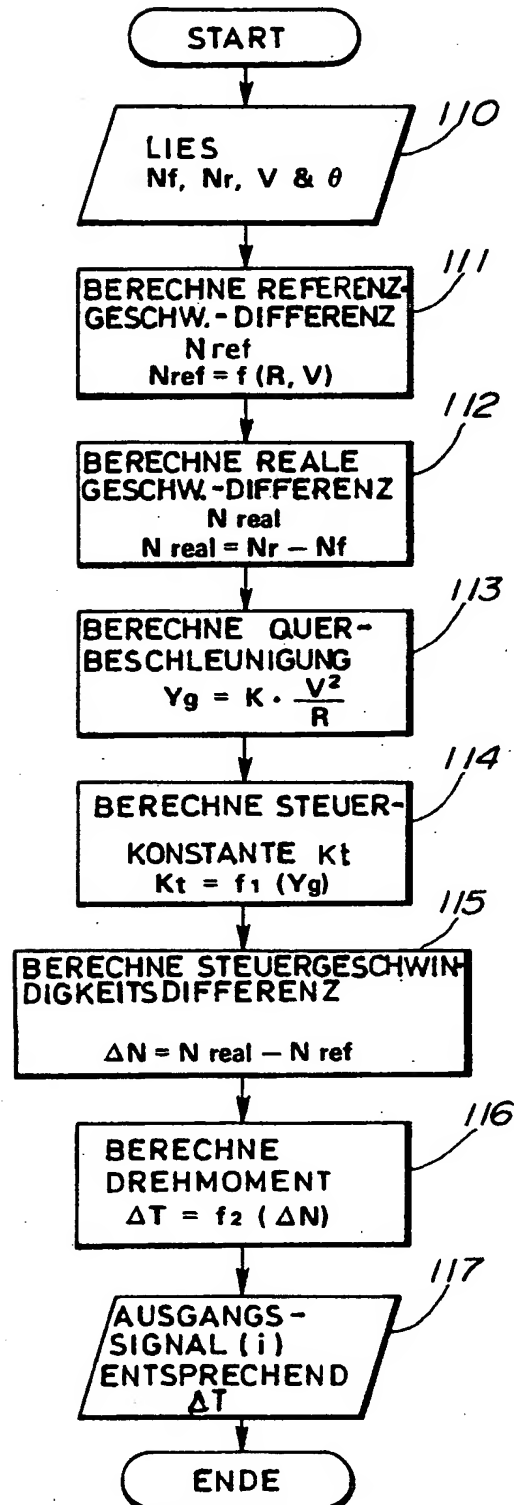


FIG.10

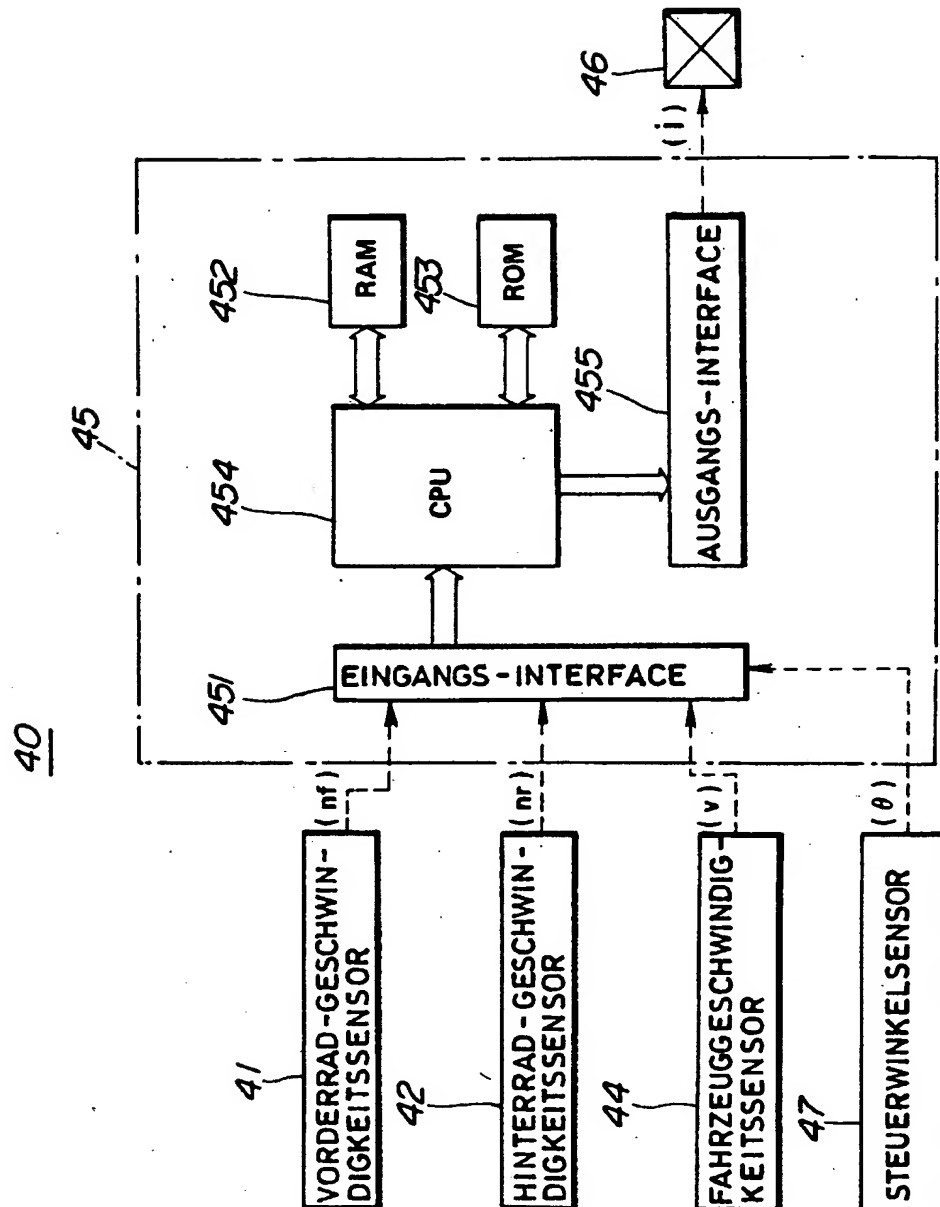


FIG.12

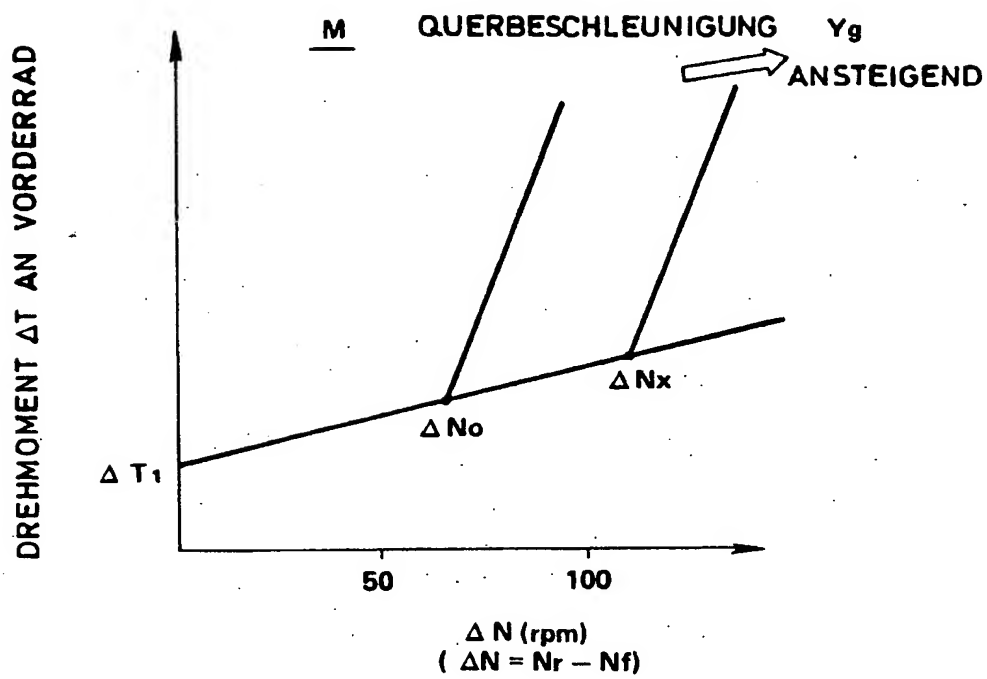


FIG. 13

